

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3415245 A1**

⑥1 Int. Cl. 3:
F01L 1/12
F 01 L 1/18

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1

06.06.83 JP P100505-83 13.06.83 JP P105458-83
13.06.83 JP P105459-83

71 Anmelder:

Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

74 Vertreter:

Mitscherlich, H., Dipl.-Ing.; Gunschmann, K.,
Dipl.-Ing.; Körber, W., Dipl.-Ing. Dr.rer.nat.;
Schmidt-Evers, J., Dipl.-Ing.; Melzer, W., Dipl.-Ing.,
Pat.-Anw., 8000 München

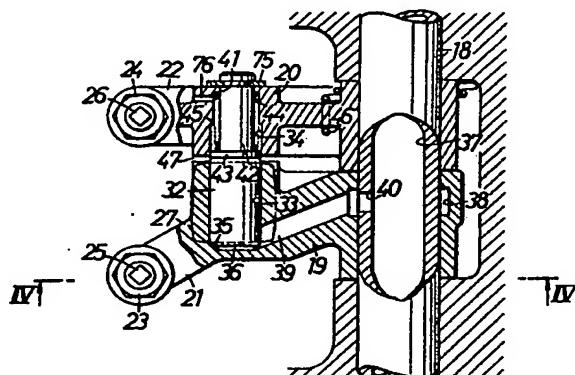
⑦2 Erfinder:

Honda, Shoichi, Tokio/Tokyo, JP; Nakano, Yoshikatsu, Kawagoe, Saitama, JP; Hirano, Makoto, Asaka, Saitama, JP; Matsuura, Masaaki, Tokio/Tokyo, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine

Ein Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine weist Kipphobel (18, 19) für zwei Einlaßventile (10a, 10b) und zwei Auslaßventile (11a, 11b) je Zylinder (2) auf. Die jeweiligen beiden Kipphobel sitzen auf einer an dem Maschinenkörper (1) befestigten gemeinsamen Tragwelle (18), die rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der Ventile verläuft. Der erste Kipphobel (19) weist eine Zylinderbohrung auf, die zu dem zweiten Kipphobel (20) hin offen ist und die einen Stößel (32) aufnimmt; der zweite Kipphobel (20) ist mit einer Führungsbohrung aufgenommen, die zu dem ersten Kipphobel hinzeigt und in der der Stößel (32) befestigt ist. Eine zwischen dem unteren Teil der Zylinderbohrung und dem rückwärtigen Ende des Stößels (32) gebildete hydraulische Betätigungsammer (36) ist mit einer Öldruckquelle über ein hydraulisches Umschaltventil (37) verbunden, um entweder einen oder beide Kipphobel (18, 20) wirksam bzw. unwirksam zu steuern.



DE 3415245 A1

BUNDESDRUCKEREI 10-84 408 049/503

20/60

PATENTANWÄLTE

Dipl.-Ing. H. MITSCHERLICH

Dipl.-Ing. K. GUNSCHEMANN

Dipl.-Ing. Dr. rer. nat. W. KÖRBER

Dipl.-Ing. J. SCHMIDT-EVERS

Dipl.-Ing. W. MELZER

EUROPEAN PATENT ATTORNEYS

3415245

Telefon (089) 29 66 84-86

Telex 523 155 mitsh d

Telegramme Patentpaap

Telecopier (089) 29 39 63

Psch-Kto. Mchn. 195 75-803

EPA-Kto. 28 000 206

Steinsdorfstraße 10
D-8000 München 22

24.4.1984/Me/ke

HONDA GIKEN KOGYO
KABUSHIKI KAISHA

8-go 27.ban,
Jingumai 6-chome,
Shibuya-ku,
Tokyo, Japan

Patentansprüche

1 Ventilbetätigungsmechanismus für die Verwendung in einer Brennkraftmaschine, bei der zumindest ein Paar von Einlaß- oder Auslaßventilen mit identischer Funktion vorgesehen ist, wobei die Ventile des betreffenden Ventilpaars nebeneinander für einen Zylinder angeordnet sind, wobei der betreffende Mechanismus über eine Stopfunktion verfügt, daß durch gekennzeichnet, daß erste und zweite Kipphebel (19, 20) Arme aufweisen, die an den oberen Enden der beiden Einlaß- oder Auslaßventile anliegen und die auf einer gemeinsamen Tragwelle (18) zur Ausführung von Schwingbewegungen getragen sind, daß die betreffende Tragwelle (18) an dem Maschinenkörper (1) so befestigt ist, daß sie mit einer Achse rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der betreffenden Ventile verläuft, daß der erste Kipphebel (20) mit einer Zylinderbohrung (34) versehen ist, die zu dem zweiten Kipphebel

1 (19) hin offen ist und in der ein Stößel (42) gelagert ist,
daß der zweite Kipphebel (19) mit einer Führungsbohrung (33) gebildet ist, die zu dem ersten Kipphebel (20) hin
5 offen ist und in der der Stößel (42) sitzt,
daß zwischen dem unteren Bereich der betreffenden Zylinderbohrung und dem rückwärtigen Ende des Stößels (42)
eine hydraulische Betätigungsammer (36) festgelegt ist,
die mit einer Öldruckquelle über ein hydraulisches Um-
10 schaltventil derart verbunden ist, daß die Abgabe und
Stillsetzung eines Öldrucks an die betreffende Betätigungsammer umschaltbar ist,
und daß der erste Schwingarm oder der zweite Kipphebel
mit einem Nocken-Gleitteil (27) derart versehen ist, daß
15 ein Gleitkontakt mit einer Nocke (29) erfolgt, die sich
in Übereinstimmung mit der Maschinendrehzahl zu drehen
vermag.

2. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, da-
20 durch gekennzeichnet, daß das
Nocken-Gleitteil (27) auf dem ersten Kipphebel (19 bzw.
20) gebildet ist.

3. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 2, da-
25 durch gekennzeichnet, daß das
Nocken-Gleitteil (27) oberhalb der Zylinderbohrung und
auf einem oberen Teil des ersten Kipphebels gebildet
ist.

30 4. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, da-
durch gekennzeichnet, daß in der
Führungsbohrung ein Führungsstift bewegbar eingepaßt ist,
der derart elastisch vorgespannt ist, daß er an dem be-
treffenden Stößel (32) anliegt,
35 und daß die Führungsbohrung sowohl mit einem Anschlagteil
zur Regulierung der Bewegung des betreffenden Führungs-

1 stiftes in einer Richtung von dem ersten Kipphebel weg
als auch mit einem Entlüftungslöch (76) versehen ist,
mit dessen Hilfe der Bereich zwischen dem Führungsstift
und dem unteren Bereich der Führungsbohrung zur Atmosphä-
re hin entlüftet wird.

5. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, da -
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , daß die
Zylinderbohrung mit einem abgestuften Bereich versehen
10 ist, der an der rückwärtigen Endseite des Stößels (32)
derart anzuliegen vermag, daß die betreffende hydraulische
Betätigungsstrecke zwischen der rückwärtigen Endseite
des Stößels und dem unteren Bereich der Zylinderbohrung
festgelegt ist,
15 daß in der Führungsbohrung ein Führungsstift bewegbar
eingepaßt ist, der derart elastisch vorgespannt ist,
daß er an dem betreffenden Stößel (32) anliegt,
daß die Führungsbohrung mit einem Stoppbereich zur Regulierung
der Bewegung des Führungsstiftes in einer Rich-
20 tung von dem ersten Kipphebel weg versehen ist
und daß zwischen den offenen Enden der Zylinderbohrung
und der Führungsbohrung ein Spalt (47) gebildet ist,
in welchem die Anlageflächen des Stößels und der Führung
in dem Fall positioniert sind, daß der betreffende
25 Stößel an dem abgestuften Bereich der Zylinderbohrung
anliegt.

6. Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine, die zumindest ein Paar von Einlaß- oder Auslaß-
30 ventilen mit identischer Funktion aufweist, bei der die beiden Ventile des betreffenden Ventilpaars nebeneinander für einen Zylinder angeordnet sind, wobei der betreffende Mechanismus eine Stopfunktion aufweist, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 5, da durch
35 g e k e n n z e i c h n e t , daß erste und zweite Kipphebel (19, 20) mit Armen an den oberen Enden der

1 beiden Linlaß- oder Auslaßventile anliegen und auf einer gemeinsamen Tragwelle (18) zur Ausführung von Schwingbewegungen getragen sind,
daß die betreffende Tragwelle (18) an dem Maschinenkörper
5 (1) so befestigt ist, daß sie mit einer Achse rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der betreffenden Ventile verläuft,
daß der erste Kipphebel mit einer Zylinderbohrung versehen ist, die zu dem zweiten Kipphebel hin offen ist
10 und in der ein Stößel (32) gelagert ist,
daß der zweite Kipphebel mit einer Führungsbohrung versehen ist, die zu dem ersten Kipphebel hin offen ist und in der der betreffende Stößel (32) sitzt,
daß zwischen dem unteren Bereich der Zylinderbohrung
15 und dem rückwärtigen Ende des Stößels eine hydraulische Betätigungsstange festgelegt ist, die mit einem hydraulischen Umschaltventil verbunden ist, mit dessen Hilfe die Abgabe und Unterbrechung eines Öldrucks von einer Öldruckquelle an die betreffende hydraulische Betätigungsstange durch einen Durchgang veränderbar ist,
20 der in dem ersten Kipphebel gebildet ist,
daß konzentrisch in der betreffenden Tragwelle (18) ein Ölabgabedurchgang (37) gebildet ist,
daß ein in der Tragwelle (18) gebildeter Verbindungs-
25 durchgang eine Verbindung zwischen den erstgenannten beiden Durchgängen herstellt
und daß entweder der erste Kipphebel oder der zweite Kipphebel mit einem Nocken-Gleitteil (27) versehen ist, mit dessen Hilfe ein Gleitkontakt zu einer Nocke
30 (29) hergestellt ist, die sich in Übereinstimmung mit dem Lauf der Brennkraftmaschine zu drehen vermag.

7. Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine, die zumindest ein Paar von Einlaß- und Auslaß-
35 ventilen mit identischer Funktion aufweist, wobei die Ventile des betreffenden Ventilpaars nebeneinander für

- 1 die Verwendung für den jeweiligen Zylinder angeordnet sind und wobei der betreffende Mechanismus eine Stoppfunktion aufweist, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet,
- 5 daß erste und zweite Kipphebel ein Kipphebelpaar bilden, dessen Arme an den oberen Enden der beiden Einlaßventile anliegen und dessen erste und zweite Arme ein Armpaar bilden, welches mit entsprechenden Armen an den oberen Enden der beiden Auslaßventile anliegt,
- 10 daß die betreffenden Kipphebelpaare zur Ausführung von Schwingbewegungen auf zwei Tragwellen getragen sind, die auf der Einlaßventilseite bzw. auf der Auslaßventilseite des Maschinenkörpers (1) befestigt sind und deren Achsen rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der betreffenden Ventile verlaufen,
- 15 daß die ersten Kipphebel mit Zylinderbohrungen versehen sind, die zu den entsprechenden zweiten Kipphebeln derart offen sind, daß darin Stößel gelagert sind, daß die zweiten Kipphebel mit Führungsbohrungen ausgebildet sind, die zu den entsprechenden ersten Kipphebeln derart offen sind, daß die Stößel darin sitzen,
- 20 daß zwischen den unteren Bereichen der Zylinderbohrungen und den rückwärtigen Enden der betreffenden Stößel hydraulische Betätigungsstufen festgelegt sind, die mit einem einzigen hydraulischen Umschaltventil verbunden sind, mit dessen Hilfe die Abgabe und die Unterbrechung eines Öldrucks von einer einzigen Öldruckquelle her zu den betreffenden hydraulischen Betätigungsstufen durch Durchgänge änderbar ist, die in den entsprechenden ersten Kipphebeln gebildet sind,
- 25 daß in den Tragwellen (18) Ölabgabedurchgänge vorgesehen sind und konzentrisch in den betreffenden Wellen verlaufen,
- 30 daß in den betreffenden Tragwellen (18) Verbindungs durchgänge gebildet sind, die Verbindungen zwischen den erstgenannten beiden Durchgängen herstellen,
- 35

3415245

- 6 -

1 und daß entweder die ersten Kipphebel oder die zweiten Kipphebel mit Nocken-Gleitteilen (27) versehen sind, durch die ein Gleitkontakt mit Nocken hergestellt ist, welche sich in Übereinstimmung mit dem Lauf der
5 Maschine zu drehen vermögen.

10

15

20

25

30

35

1

B e s c h r e i b u n g

5

Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine

10 Die Erfindung bezieht sich auf eine Brennkraftmaschine des Typs, bei dem zumindest ein Paar von Einlaß- oder Auslaßventilen vorgesehen ist, die eine identische Funktion haben und die nebeneinander für die Verwendung in Verbindung mit einem Zylinder angeordnet sind. Die Erfindung betrifft insbesondere einen Ventilbetätigungsmechanismus mit einer Stoppfunktion für die Verwendung in Verbindung mit der Brennkraftmaschine des zuvor erwähnten Typs, um einen Teil der Einlaß- oder Auslaßventile in Übereinstimmung mit der Drehzahl der Brennkraftmaschine selektiv zu betreiben und zu verschließen.

Es ist bereits eine mit hoher Drehzahl arbeitende Brennkraftmaschine bekannt, die für einen Zylinder mit einer Vielzahl von Einlaß- und Auslaßventilen ausgestattet ist. Wenn die betreffende bekannte Brennkraftmaschine so läuft, daß ein Teil der Einlaß- und Auslaßventile während eines Betriebs bei schwacher oder mittlerer Last stillgesetzt ist, während sämtliche Einlaß- und Auslaßventile während des Betriebs bei starker Last in Betrieb sind, dann kann ein hoher Wirkungsgrad über den gesamten Betriebsbereich der betreffenden Maschine erzielt werden, und der Kraftstoffverbrauch kann verbessert werden. Es steht jedoch bisher kein zufriedenstellender Mechanismus bzw. keine zufriedenstellende Einrichtung bereit, um das obige Problem zu lösen.

- 1 Der Erfindung liegt nun angesichts dieses soweit beschriebenen Hintergrunds die Aufgabe zugrunde, einen Ventilbetätigungsmechanismus mit einer Stoppfunktion für die Verwendung in einer Brennkraftmaschine bereitzustellen, wobei dieser Mechanismus Arbeitsvorgänge mit hoher Zuverlässigkeit sowie eine ausgezeichnete Arbeitsweise durch einen relativ einfachen Aufbau gestatten soll.
- 10 Gelöst wird die vorstehend aufgezeigte Aufgabe durch die in den Patentansprüchen erfaßte Erfundung.

Gemäß einem ersten Merkmal der vorliegenden Erfindung sind erste und zweite Kipphebel vorgesehen, die mit 15 Armen an den oberen Enden der beiden Einlaß- oder Auslaßventile anliegen und die auf einer gemeinsamen Tragwelle zur Ausführung von Hin- und Herbewegungen getragen sind. Die betreffende Tragwelle ist an dem Maschinenkörper befestigt und weist eine Achse auf, die rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der Ventile verläuft. 20 Der erste Kipphebel weist eine Zylinderbohrung auf, die zu dem zweiten Kipphebel hin offen ist, um darin einen Stößel zu lagern, während der zweite Kipphebel mit einer Führungsbohrung ausgestattet ist, die zu dem ersten Kipphebel offen ist, um darin den Stößel aufzunehmen. Eine zwischen dem unteren Teil der Zylinderbohrung und dem rückwärtigen Ende des Stößels festgelegte 25 hydraulische Betätigungsstange ist mit einer Öldruckquelle über ein hydraulisches Umschaltventil verbunden, um die Zufuhr und Unterbrechung von Drucköl bzw. des Öldrucks an die Betätigungsstange zu ändern. Der erste Kipphebel oder der zweite Kipphebel ist mit einem Nocken-Gleitteil für eine Gleitführung mit einer Nocke 30 versehen, die sich in Übereinstimmung mit dem Lauf der betreffenden Maschine zu drehen vermag. Es sei angemerkt, daß anstatt von Kipphebeln im folgenden auch von Schwing- 35 armen gesprochen wird.

1 Ein zuverlässiger Änderungsbetrieb kann durch den oben beschriebenen relativ einfachen Aufbau durchgeführt werden, wobei der erste und der zweite Schwingarm zum Öffnen und Schließen der beiden Einlaß- oder Auslaßventile dadurch miteinander verbunden werden, daß der in der Zylinderbohrung des ersten Schwingarmes gelagerte Stößel in die Führungsbohrung des zweiten Schwingarmes hydraulisch eingeführt wird, während eine Freigabe aus dem betreffenden verbundenen Zustand dadurch erfolgt,

10 daß der Stößel in die Zylinderbohrung zurückgezogen wird, so daß entweder der erste oder der zweite Schwingarm durch eine Nocke zur Ausführung einer Hin- und Herbewegung gesteuert werden kann. Da der Stößel als Verbindungsglied der beiden Schwingarme wirkt, kann überdies die Anzahl der Komponenten herabgesetzt werden, wodurch der Aufbau kompakt wird und wodurch die Empfindlichkeit verbessert wird. Da die beiden Schwingarme eingebaute Mechanismen für die Verbindung und Freigabe aufweisen, kann überdies ein Vorratsraum für die

15 Unterbringung jener Mechanismen vermieden werden, wodurch die betreffende Maschine kompakt wird. Alternativ dazu kann der Mechanismus gemäß der vorliegenden Erfindung der vorhandenen Brennkraftmaschine ohne irgendeine große Änderung im Aufbau hinzugefügt werden.

20

25 Es sei hier darauf hingewiesen, daß bezüglich des die Stoppfunktion aufweisenden Ventilbetätigungsmechanismus der Wunsch besteht, daß dieser eine ausgezeichnete Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit besitzt.

30 Mit Rücksicht darauf ist gemäß der vorliegenden Erfindung ein solcher, über eine Stoppfunktion verfügender Ventilbetätigungsmechanismus für die Verwendung in einer Brennkraftmaschine zu schaffen, daß die Zuverlässigkeit und Haltbarkeit eines Antriebs-Hydrauliksystems in Bezug auf die der Erfindung zugrundeliegende

35

1 Aufgabe noch weiter gesteigert sind.

Gemäß einem zweiten Merkmal der vorliegenden Erfindung sind erste und zweite Schwingarme vorgesehen, deren Arme an den oberen Enden zweier Einlaß- oder Auslaßventile anliegen und auf einer gemeinsamen Tragwelle zur Ausführung einer hin- und hergehenden Bewegung getragen sind, wobei diese Welle an dem Maschinenkörper befestigt ist und eine Achse aufweist, die rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der betreffenden Ventile verläuft.

Der erste Schwingarm ist mit einer Zylinderbohrung ausgebildet, die zu dem zweiten Schwingarm hin offen ist, um darin einen Stößel zu lagern. Der zweite Schwingarm ist mit einer Führungsbohrung versehen, die zu dem ersten Schwingarm hin offen ist, um darin den Stößel aufzunehmen. Zwischen dem unteren Teil der Zylinderbohrung und dem rückwärtigen Ende des Stößels ist eine hydraulische Betätigungsammer festgelegt, die mit einem hydraulischen Umschaltventil verbunden ist, um die Zufuhr und Unterbrechung des Öldrucks von einer Öldruckquelle her zu der betreffenden hydraulischen Betätigungsammer durch einen in dem ersten Schwingarm gebildeten Durchgang, durch einen konzentrisch in der Tragwelle gebildeten Ölabbagedurchgang und durch einen Verbindungs- durchgang zu ändern, der in der Tragwelle gebildet ist und der eine Verbindung zwischen den erstgenannten beiden Durchgängen herstellt. Dabei ist entweder der erste Schwingarm oder der zweite Schwingarm mit einem Nocken-Gleitteil versehen, welches für einen Gleitkontakt mit einer Nocke bzw. einem Nockenteil dient, welches sich in Übereinstimmung mit dem Lauf der betreffenden Maschine zu drehen vermag.

Gemäß der oben beschriebenen Konstruktion kann der folgende Effekt zusätzlich zu dem ersten Merkmal der vorliegenden Erfindung erzielt werden. Da der sich hin- und

- 1 herbewegende erste Schwingarm selbst mit dem Durchgang für das Drucköl versehen ist und da dieser Durchgang eine Verbindung mit dem Ölabgabedurchgang in der feststehenden Tragwelle aufweist, braucht keinerlei flexibler Durchgang, der durch die Hin- und Herbewegungen des ersten Schwingarmes ausgelenkt bzw. ausgebogen wird, vorgesehen zu sein, wodurch die Zuverlässigkeit und Haltbarkeit gesteigert sind.
- 10 Wenn die Änderungen der Betätigungen und Stillsetzungen der Einlaßventile und der Auslaßventile durch die Betätigung eines einzigen Umschaltventils gleichzeitig durchgeführt werden könnten, dann könnte hier der Aufbau vereinfacht werden, wodurch die Herstellkosten vermindert wären.

Demgemäß soll zusätzlich zur Erreichung der oben aufgezeigten Ziele ein derartiger, über eine Stoppfunktion verfügender Ventilbetätigungsmechanismus für die Verwendung in einer Brennkraftmaschine bereitgestellt werden, daß die Änderungen zwischen den Betätigungen und den Stillsetzungen der Einlaßventile und der Auslaßventile durch die geänderte Betätigung eines einzigen Umschaltventils erzielbar ist, derart, daß der Aufbau vereinfacht und die Herstellkosten herabgesetzt sind.

Gemäß einem dritten Merkmal der vorliegenden Erfindung bilden dazu die ersten und zweiten Schwingarme ein Paar von Schwingarmen, von denen Arme an den oberen Enden der beiden Einlaßventile anliegen und von denen erste und zweite Arme ein Paar von Armen bilden, wobei entsprechende Arme an den oberen Enden der beiden Auslaßventile anliegen und zur Ausführung von Hin- und Herbewegungen auf zwei Tragwellen getragen sind, die an der Einlaßventilseite bzw. an der Auslaßventilseite des Maschinenkörpers angebracht sind. Die Achsen der be-

1 treffenden Wellen verlaufen dabei rechtwinklig zu den Betätigungsrichtungen der betreffenden Ventile. Die ersten Schwingarme weisen dabei Zylinderbohrungen auf, die zu den entsprechenden zweiten Schwingarmen hin offen sind, um die Stößel darin zu lagern, während die zweiten Schwingarme mit Führungsbohrungen versehen sind, die zu den entsprechenden ersten Schwingarmen offen sind, um darin die Stößel zu lagern. Die zwischen den unteren Teilen der Zylinderbohrungen und den hinteren 5 Enden der Stößel festgelegten hydraulischen Betätigungs- kammern sind mit einem einzigen hydraulischen Umschalt- ventil verbunden, mit dessen Hilfe die Abgabe und die Unterbrechung des Öldrucks von einer einzigen Öldruck- quelle her an die betreffenden hydraulischen Betätigungs- 10 kammern verändert wird, und zwar durch in den ersten Schwingarmen gebildete Durchgänge, durch in den Trag- wellen gebildete und konzentrisch dazu verlaufende Öl- abgabedurchgänge und durch Verbindungs durchgänge, die in den Tragwellen gebildet sind und die zur Herstellung 15 von Verbindungen zwischen den erstgenannten beiden Durchgängen dienen. Dabei sind entweder die ersten Schwingarme oder die zweiten Schwingarme mit Nocken- Gleitteilen für die Herstellung eines Gleitkontakte mit den betreffenden Nocken versehen, die in Überein- 20 stimmung mit dem Lauf der betreffenden Maschine sich 25 zu drehen imstande sind.

Gemäß diesem dritten Merkmal der vorliegenden Erfindung ist die Konstruktion entsprechend dem zweiten Merkmal 30 sowohl auf die Einlaßventile als auch auf die Auslaß- ventile angewandt, und die Abgabe sowie die Unterbre- chung des Öldrucks werden durch ein einziges hydrauli- sches Umschaltventil verändert. Zusätzlich zu den Aus- wirkungen, die durch die ersten und zweiten Merkmale 35 der vorliegenden Erfindung erzielt werden, kann die Gesamtkonstruktion vereinfacht werden, und die Her-

1 stellkosten können entsprechend herabgesetzt werden.

Anhand von Zeichnungen wird die Erfindung an einem bevorzugten Ausführungsbeispiel nachstehend näher
5 erläutert.

Fig. 1 zeigt in einer Längs-Teilschnittansicht den Gesamtaufbau einer Ausführungsform gemäß der vorliegenden Erfindung.

10 Fig. 2 zeigt in einer teilweise geschnittenen Draufsicht die Anordnung gemäß Fig. 1.

15 Fig. 3 zeigt in einer vergrößerten Querschnittsansicht die wesentlichen Teile von ersten und zweiten Schwing-
armen bzw. Kipphebeln.

Fig. 4 zeigt eine Schnittansicht längs der in Fig. 3
eingetragenen Schnittlinie IV-IV.

20 Fig. 5 zeigt in einer ähnlichen Ansicht wie Fig. 4
die Arbeitsweise des ersten Schwingarmes bzw. Kipphebeln.

25 Fig. 6 veranschaulicht in einer ähnlichen Ansicht wie Fig. 2 den Zustand, in welchem die beiden Schwingarme
miteinander verbunden sind.

30 Fig. 7 zeigt in einer ähnlichen Ansicht wie Fig. 3
den Zustand, in welchem die beiden in Fig. 6 darge-
stellten Schwingarme verbunden sind.

Fig. 8 zeigt eine Schnittansicht längs der in Fig. 7
eingetragenen Schnittlinie VIII-VIII.

35 Fig. 9A und 9B veranschaulichen in Diagrammen relative
Belastungen in dem Fall, daß ein Nocken-Gleitteil und
eine Zylinderbohrung voneinander versetzt sind.

- 1 Fig. 10A und 10B veranschaulichen in ähnlichen Ansichten wie Fig. 9A und 9B den Fall, daß das Nocken-Gleitteil sich oberhalb der Zylinderbohrung befindet.
- 5 Nunmehr wird die bevorzugte Ausführungsform der Erfindung beschrieben.

Die vorliegende Erfindung wird im folgenden in Verbindung mit einer Ausführungsform unter Bezugnahme auf

10 die Zeichnungen erläutert, wobei zunächst auf Fig. 1 und 2 Bezug genommen wird, gemäß denen Kolben 3 in einer Vielzahl von Zylindern 2 des Körpers 1 einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine zur Ausführung von Hin- und Herbewegungen bewegbar untergebracht sind.

15 In dem Zylinderkopf 4 des jeweiligen Zylinders 2 sind zwei Einlässe 6 und zwei Auslässe 8 gebildet. Die Einlässe 6 stehen in entsprechenden Verbindungen mit einer Vielzahl, beispielsweise mit zwei Einlaßanschlüssen 5; sie befinden sich nebeneinander. Die

20 beiden Auslässe 8 stehen mit einer Vielzahl von Auslaßanschlüssen, beispielsweise mit zwei Auslaßanschlüssen 7 in Verbindung und befinden sich nebeneinander, so daß die beiden Einlässe 6 und die beiden Auslässe 8 zu einer Brennkammer 9 hin offen sind.

25 In jedem Einlaß 6 sind Einlaßventile 10a und 10b angeordnet, während in jedem Auslaß 8 Auslaßventile 11a und 11b angeordnet sind. Im Hinblick auf diese Ventile 10a, 10b, 11a und 11b werden unter Bezugnahme auf Fig. 30 1 ein Einlaßventil 10a und ein Auslaßventil 11a im einzelnen näher beschrieben, wobei diesen Bezugszeichen jeweils ein "a" angefügt ist. Das andere Einlaßventil 10b und das andere Auslaßventil 11b sind in den Zeichnungen lediglich dargestellt und durch Anfügen 35 von "b" an die entsprechenden Bezugszeichen angegeben.

- 15 -

1 Das Einlaßventil 10a und das Auslaßventil 11a sind in Führungsbüchsen 11a bzw. 13a bewegbar untergebracht, die so ausgebildet bzw. vorgesehen sind, daß sie sich vertikal durch den Zylinderkopf 4 erstrecken. Die bei-
 5 den Ventile sind so vorgespannt, daß sie ihren Einlaß 6 bzw. ihren Auslaß 8 verschließen, und zwar durch die Wirkungen von Festhaltegliedern 14a bzw. 15a, die an den oberen Enden der betreffenden Ventile angebracht sind, und durch die Wirkung von Ventilfedern 16a bzw.
 10 17a, die zwischen dem Zylinderkopf 4 und den Führungs-büchsen 12a bzw. 13a angeordnet sind.

Die entsprechenden Einlaßventile 10a, 10b und die ent-
 sprechenden Auslaßventile 11a, 11b werden in Überein-
 15 stimmung mit der Drehzahl der Brennkraftmaschine zwi-
 schen einem Zustand, in welchem die beiden Ventile 10a und 10b sowie 11a und 11b arbeiten, und einem Zustand, in welchem lediglich die Ventile 10a und 11a arbeiten, durch den weiter unten näher beschriebenen Mechanismus
 20 selektiv umgesteuert. Die Konstruktionen derartiger Mechanismen sind absolut identisch bezüglich der Ein-
 laßventile 10a und 10b und bezüglich der Auslaßventile 11a und 11b. Demgemäß werden nachstehend zunächst die-
 25 jenigen Teile beschrieben werden, die sich auf die Ein-
 laßventile 10a und 10b beziehen.

Nunmehr sei auf Fig. 3 und 4 gemeinsam Bezug genommen. Gemäß diesen Figuren ist in einem oberen Bereich des Zylinderkopfes 4 eine Tragwelle 18 fest untergebracht,
 30 die im wesentlichen horizontal unter rechtem Winkel in Bezug auf die Arbeits- bzw. Betätigungsrichtungen der Einlaßventile 10a und 10b verläuft. Auf der betref-
 fenden Tragwelle 18 sind ein erster Kipphebel bzw. Schwing-
 arm 19 und ein zweiter Kipphebel bzw. Schwingarm 20 in
 35 einer schwenkbaren Weise getragen. Die beiden Kipphebel befinden sich dabei nebeneinander. Diese ersten und zweiten Kipphebel bzw. Schwingarme

- 1 19, 20 sind mit Armen 21 bzw. 22 versehen, die sich zu den Einlaßventilen 10a und 10b erstrecken. Diese Arme 21 und 22 sind an ihren vorderen Enden mit Einstellschrauben 25 bzw. 26 versehen, welche in Muttern 23 5 bzw. 24 befestigt sind. Die vorderen Enden jener Einstellschrauben 25, 26 liegen an den oberen Enden der Einlaßventile 10a bzw. 10b an. Infolge dieser Tatsache werden die betreffenden Einlaßventile 10a und 10b nach unten bewegt, wenn sie axiale Drucke bzw. Schübe von 10 den Hin- und Herbewegungen der ersten und zweiten Schwingarme 19 bzw. 20 erfahren, und zwar entgegen den Kräften der Ventilfedern 16a und 16b, wodurch die entsprechenden Einlässe 6 geöffnet werden.
- 15 Der erste Schwingarm 19 ist an seiner Oberseite mit einem Nocken-Gleitteil 27 versehen, und ferner ist oberhalb des ersten Schwingarmes 19 eine Nocke 29 angeordnet, die auf einer Nockenwelle 28 befestigt ist, welche parallel zu der Tragwelle 18 verläuft.
- 20 Die betreffende Nocke befindet sich dabei in Gleitkontakt mit dem Nocken-Gleitteil 27. Die betreffende Nocke 29 ist so konstruiert, daß sie in Synchronismus mit dem Lauf der Brennkraftmaschine sich dreht, und zwar mit der Hälfte der Drehzahl dieser Brennkraftmaschine. Darüber hinaus weist die Nocke 29 sowohl einen unteren Nockenteil 30, der durch den Umfang eines Bezugskreises gebildet ist, als auch einen oberen Nockenteil 31 auf, der von dem betreffenden Bezugskreis aus radial nach außen auslädt. Infolge- 25 dessen wird in dem Fall, daß der obere Nockenteil 31 das Nocken-Gleitteil 27 gleitbar berührt, der Arm 21 des ersten Schwingarmes 19 herabgedrückt, so daß das Einlaßventil 10a den Einlaß 6 öffnet. In dem Zustand, in welchem der untere Nockenteil 30 das Nocken-Gleit- 30 teil 27 gleitbar berührt, wie dies in Fig. 4 veranschaulicht ist, ist demgegenüber das Einlaßventil 10a
- 35

1 durch die Wirkung der Ventilfeder 16a angehoben, wo-
durch der Einlaß 6 verschlossen ist.

Demgegenüber ist der zweite Schwingarm 20 nicht mit
5 dem Antriebsmechanismus ausgestattet, wie mit dem zu-
vor erwähnten Nocken-Gleitteil 27 und der Nocke 29.
Infolgedessen arbeitet der zweite Schwingarm 20 mit
dem ersten Schwingarm 19 lediglich dann zusammenhän-
gend, wenn er mit dem ersten Schwingarm 19 verbunden
10 ist, und er setzt seinen Betrieb in dem Zustand still,
daß er von dem betreffenden Schwingarm getrennt ist.

Um die beiden Schwingarme 19 und 20 miteinander zu
verbinden oder voneinander zu trennen, ist der erste
15 Schwingarm 19 mit einer Zylinderbohrung 33 versehen,
welche einen Stößel 32 bewegbar lagert und welche zu
dem zweiten Schwingarm 20 hin offen ist, während der
zweite Schwingarm 20 in einer solchen Weise ausgebil-
det ist, daß er der Zylinderbohrung 33 mit einer unte-
20 ren Führungsböhrung 34 entspricht, die zu dem ersten
Schwingarm 19 hin offen ist und die den Stößel 32
darin aufzunehmen bzw. festzuhalten gestattet. Darüber
hinaus ist die Zylinderbohrung 33 so angeordnet, daß
ihre Achse unterhalb des Nocken-Gleitteiles 27 posi-
25 tioniert ist. Mit anderen Worten ausgedrückt heißt dies,
daß das Nocken-Gleitteil 27 oberhalb der Zylinderbohrung
33 positioniert ist. Es sei darauf hingewiesen, daß
das Nocken-Gleitteil 27 und die Zylinderbohrung 33
so positioniert sind, daß die Mitte der Zylinderboh-
30 rung 33, d.h. die Mitte des Stößels 32 auf eine gerade
Linie L fällt, welche die Mitte des Nocken-Gleitteiles
27 und die Mitte innerhalb des Gleitkontaktbereiches
mit der Nocke 29 der Nockenwelle 28 verbindet.

35 Die Zylinderbohrung 33 ist in der Nähe ihrer Unterseite
mit einem abgestuften Bereich 35 versehen, der an der

- 1 rückwärtigen Endseite des Stößels 32 anzuliegen vermag. Durch die Bereitstellung des betreffenden abgestuften Bereiches 35 ist stets eine hydraulische Betätigungs-
kammer 36 zwischen der rückwärtigen Endseite des Stö-
ßels 32 und dem Bodenteil der Zylinderbohrung 33 fest-
gelegt. Andererseits ist die Tragwelle 18 mit einem konzentrischen Ölabgabedurchgang 37 versehen, und der erste Schwingarm 19 ist mit einer ringförmigen Nut 38 versehen, die um die Tragwelle 18 herum verläuft, so
daß der hydraulischen Betätigungs-
kammer 36 und der ringförmigen Nut 38 ermöglicht ist, über einen Durchgang 39 in Verbindung miteinander zu treten. Überdies ist die Tragwelle 18 mit einem Verbindungs-
durchgang 40 versehen, der für eine Verbindung zwischen der ring-
förmigen Nut 38 und dem Ölabgabedurchgang 37 dient. In-
folgedessen ist eine Verbindung zwischen der hydrauli-
schen Betätigungs-
kammer 36 der Zylinderbohrung 33 und dem Ölabgabedurchgang 37 stets hergestellt.

- 20 Ein Durchgangsloch 41 ist konzentrisch in dem unteren Teil der Führungsbohrung 34 des zweiten Schwingarmes 20 gebildet. In die Führungsbohrung 34 ist durch das Durchgangsloch 41 ein Führungsstift 42 eingeführt, der an dem vorderen Ende des Stößels 32 anliegt. Der Führungsstift 42 ist an seinem Endteil auf der Seite des ersten Schwingarmes 19 mit einem scheibenförmigen Anlageflansch 43 versehen, der an der gesamten Fläche des vorderen Endes des Stößels 32 anzuliegen hat. Zwi-
schen dem unteren Teil der Führungsbohrung 34 und dem Anlageflansch 43 ist darüber hinaus eine schraubenför-
mige Rückholfeder 44 eingefügt, die auf den Führungs-
stift 42 gewickelt ist. Infolgedessen ist der Anlage-
flansch 43 der Führung 42 elastisch vorgespannt, um gegen die vordere Endseite des Stößels 32 stets durch die Kraft der Rückholfeder 44 anzuliegen. Andererseits ist ein Anschlagbund 75 an dem vorstehenden Endteil des

1 Führungsstiftes 42 befestigt, und zwar an dem Endteil von dem Durchgangsloch 41 aus.

Die Führungsbohrung 34 ist in ihrer Mitte mit einem abgestuften Stoppbereich 45 versehen, der zu dem ersten Schwingarm 19 hinzeigt. Die Bewegung des Führungsstiftes 42 in Richtung von dem ersten Schwingarm 19 weg, d.h. die einem Schub ausgesetzte Bewegung des Stößels 32 wird durch die Anlage des Anlageflansches 43 an dem Stoppteil bzw. Stoppbereich 45 blockiert. Andererseits ist der zweite Schwingarm 20 mit einem Entlüftungsloch 76 versehen, durch welches der Bereich bzw. die Umgebung des unteren Teiles des Führungsloches 34 zu der Atmosphäre hin entlüftet wird. Die Bewegungen des Führungsstiftes 42, d.h. des Stößels 32 werden durch Abgeben oder Ansaugen der Luft durch das betreffende Entlüftungsloch 76 geglättet.

Um den zweiten Schwingarm 20 ist eine Linstell- bzw. Druckfeder 46 herumgewickelt, mit deren Hilfe der zweite Schwingarm 20 zu dem Einlaßventil 10b hin vorgespannt wird, und zwar durch eine schwächere Kraft als jene der Ventilfeder 16b. Infolgedessen wird der zweite Schwingarm 20 sogar in dem Fall, daß er sich in seinem stillgesetzten Zustand befindet, durch die Vibrationen der Brennkraftmaschine usw. nicht hin- und herbewegt, sondern er wird vielmehr stets in der Stellung gehalten, in der die Einstellschraube 26 an dem oberen Ende des Einlaßventils 10b anliegt.

30 An den oberen Endteilen der Zylinderbohrung 33 und der Führungsbohrung 34 ist zwischen den einander gegenüberliegenden Seiten der ersten und zweiten Schwingarme 19, 20 ein Spalt 47 gebildet, der in axialer Richtung der 35 beiden Bohrungen 33 und 34 verläuft. Im Stoppzustand des zweiten Schwingarmes 20 befinden sich die Anlage-

1 positionen zwischen dem Stößel 32 und dem Anlageflansch
43 des Führungsstiftes 42 in dem Spalt 47.

Bezugnehmend auf Fig. 2 sei angemerkt, daß die soweit
5 beschriebenen Konstruktionen der Einlaßventile 10a und
10b jenen der Auslaßventile 11a und 11b entsprechen
bzw. ähnlich sind. Insbesondere sind ein erster Schwing-
arm 48 für die Steuerung des Auslaßventils 11a und ein
zweiter Schwingarm 49 für die Steuerung des anderen
10 Auslaßventils 11b gemeinsam und zur Ausführung von
Hin- und Herbewegungen auf einer Tragwelle 50 getragen.
Der erste Schwingarm 48 ist mit einem Nocken-Gleitteil
52 für eine gleitbare Berührung bzw. Anlage an einer
Nocke 51 versehen. Darüber hinaus ist der Mechanismus
15 zur Verbindung oder Trennung des ersten Schwingarmes
48 und des zweiten Schwingarmes 49 weitgehend identisch
dem Mechanismus für die Einlaßventile 10a, 10b, obwohl
dies hier nicht näher veranschaulicht ist.

20 Der Ölabgabedurchgang 37 der Tragwelle 18 und ein Öl-
abgabedurchgang 53 der Tragwelle 50 sind gemeinsam
mit einer Öldurchlaßleitung 54 verbunden, die so an-
geordnet ist, daß sie sich zwischen den beiden Trag-
wellen 18 und 50 erstreckt. Diese Öldurchlaßleitung
25 54 ist ferner mit einem hydraulischen Umschaltventil
55 verbunden, welches in der Nähe des Brennkraftma-
schinenkörpers 1 angeordnet ist.

Das hydraulische Umschaltventil 55 ist ein drei An-
30 schlüsse aufweisendes und in zwei Stellungen einstell-
bares Umschaltventil, bei dem die Verbindungszustände
zwischen einem mit der Öldurchlaßleitung 54 verbunde-
nen Drucköl-Verteilungsdurchgang 56, einem Drucköl-
Einlaßdurchgang 57 und einem Drucköl-Auslaßdurchgang
35 58 durch die axialen Bewegungen eines Ventilschaftes
61 geändert werden, der mit zwei Spulen-Ventilteilen

1 59, 60 ausgestattet ist. Darüber hinaus ist der Ventil-
schaft 61 in einer Ventilbohrung 63 bewegbar unterge-
bracht, die in einem Ventilkörper 62 gebildet ist. Die
betroffende Ventilbohrung 63 ist mit einer Ventilkam-
mer 66 versehen, welche einen größeren Durchmesser auf-
weist als die linken und rechten Ventilbohrungsberei-
che 64 bzw. 65 und welche stets in Verbindung mit dem
Drucköl-Verteilungsdurchgang 56 steht. Die Spulen-Ven-
tilteile 59 und 60 sind an dem Ventilschaft 61 befestigt,
10 und zwar über einen Spalt, der kürzer ist als die axiale
Länge der Ventilkammer 66. Infolgedessen ist in dem Fall,
daß das eine Spulen-Ventilteil 59 das offene Ende des
linken Ventilbohrungsbereiches 64 zu der Ventilkammer
66 hin absperrt, das andere Spulen-Ventilteil 60 in der
15 Ventilkammer 66 positioniert, wodurch eine Verbindung
zwischen der Ventilkammer 66 und dem rechten Ventilboh-
rungsbereich 65 hergestellt ist. Wenn das andere Spu-
len-Ventilteil 60 das offene Ende des rechten Ventil-
bohrungsbereiches 65 zu der Ventilkammer 66 hin absperrt,
20 dann ist andererseits das eine Spulen-Ventilteil 59 in
der Ventilkammer 66 so positioniert, daß eine Verbindung
zwischen der Ventilkammer 66 und dem linken Ventilboh-
rungsbereich 64 hergestellt ist.

25 Der Endteil des rechten Ventilbohrungsbereiches 65 auf
der der Ventilkammer 66 gegenüberliegenden Seite ist
mittels einer Kappe 67 verschlossen. Zwischen dieser
Kappe 67 und dem rechten Endteil des Ventilschaftes 61
ist eine Feder 68 eingefügt, welche den Ventilschaft
30 61 nach links, d.h. in eine solche Richtung vorspannt,
daß der linke Ventilbohrungsteil 64 mit dem Spulen-Ven-
tilteil 59 verschlossen ist. Demgegenüber ist der linke
Endteil des Ventilschaftes 61 mit einem Betätigungs-
glied 70 verbunden, welches seinerseits mit dem Ventil-
körper 62 über ein Absperrglied 69 verbunden ist. Das Be-
tätigungsglied 70 arbeitet in dem Fall, daß der ermit-

- 1 teilte Wert eines die Drehzahl der Brennkraftmaschine ermittelnden Sensors (nicht dargestellt) eine bestimmten Wert erreicht, so, daß der Ventilschaft 61 entgegen der Kraft der Feder 68 bewegt wird, wodurch eine
- 5 Verbindung des linken Ventilbohrungsbereiches 64 mit der Ventilkammer 66 hergestellt wird bzw. ist.

Der linke Ventilbohrungsbereich 64 ist so ausgebildet, daß er mit dem Drucköl-Einlaßdurchgang 57 in Verbindung steht, dessen Mitte eine Verbindung zu einer Akkumulatorkammer 71 aufweist. In dieser Akkumulator- bzw. Sammelkammer 71 ist ein Kolben 72 untergebracht, der durch die Wirkung einer Feder 73 in einer solchen Richtung vorgespannt ist, daß die betreffende Akkumulatorkammer 71 zusammengezogen ist, so daß die Abgabe des Drucköls in dem Fall, daß der linke Ventilbohrungsbereich 64 mit der Ventilkammer 66 in Verbindung steht, unverzüglich vorgenommen wird. In der Mitte des Drucköl-Einlaßdurchgangs 57 ist überdies ein Temperatursensor 74 angeordnet. Wenn die durch diesen Temperatursensor 74 ermittelte Temperatur unterhalb eines bestimmten Wertes liegt, wird das Betätigungsglied 70 unwirksam gelassen, und zwar unabhängig von dem Signal des die Drehzahl der Brennkraftmaschine ermittelnden Sensors.

25 Infolgedessen ist es möglich, den Stöbel 32 daran zu hindern, von der offenen Endkante der Führungsbohrung 34 des zweiten Schwingarmes 20 aufgenommen zu werden, um unnötige Bewegungen des zweiten Schwingarmes 20 aufgrund der unzureichenden Bewegungsgeschwindigkeit des Stöbels 32 auszuführen. Diese unzureichende Bewegungsgeschwindigkeit des Stöbels 32 kann durch die Ungleichmäßigkeit der Bewegung des Stöbels 32 hervorgerufen werden, wenn das Drucköl bei hoher Viskosität kalt ist.

- 1 dargestellten) Ölpumpe verbunden, die ein Schmiermittel für die Brennkraftmaschine fördert; der Drucköl-Auslaßdurchgang 58 ist mit einem (nicht dargestellten) Ölbehälter verbunden. Durch Ausnutzen des Schmieröl-
5 drucks, wie dies oben beschrieben worden ist, kann die zusätzliche Konstruktion noch weiter vereinfacht werden, und zwar mehr als der Mechanismus, in welchem eine Spezialölpumpe angeordnet ist, um ein Hydrauliksystem
10 anzuwenden, welches verschieden ist von dem Schmiermittel-Hydrauliksystem.

Im folgenden werden die Arbeitsvorgänge der soweit beschriebenen Ausführungsform näher erläutert. Da die beiden Einlaßventile 10a und 10b sowie die beiden Auslaßventile 11a und 11b entsprechende Arbeitsvorgänge ausführen, werden im folgenden lediglich die Arbeitsvorgänge der Einlaßventile 10a und 10b erläutert werden. Zunächst ist das Betätigungsglied 70 nicht wirksam, wenn die Drehzahl der Brennkraftmaschine noch nicht 15 einen bestimmten Wert erreicht. Infolgedessen hat der Ölabgabedurchgang 37 eine Verbindung mit dem Drucköl-Auslaßdurchgang 58, und zwar durch die Öldurchlaßleitung 54, den Drucköl-Verteilungsdurchgang 56, die Ventilkammer 66 und den rechten Ventilbohrungsbereich 65. 20 25 bei Betrachtung der Anordnung gemäß Fig. 2, so daß auf die hydraulische Betätigungsstange 36 der Zylinderbohrung 33 kein Öldruck ausgeübt wird. Infolgedessen wird der Stößel 32 in der Zylinderbohrung 33 durch die Kraft der Rückholfeder 44 gehalten, wodurch der Verbindungs-
30 35 zustand des ersten Schwingarmes 19 und des zweiten Schwingarmes 20 aufgegeben ist. Demgemäß ermöglicht der erste Schwingarm 19 dem Einlaßventil 10a, sich anzuheben, wodurch der Linlaß 6 geschlossen wird, wenn der untere Nockenteil 30 der Nocke 29 sich in Gleitkontakt an dem Nocken-Gleitteil 27 befindet, wie dies in Fig. 4 veranschaulicht ist. Der betreffende Schwing-

1 arm drückt jedoch das Einlaßventil 10a herab, um den
Linlaß 6 zu öffnen, wenn der höhere Nockenteil 31 der
Nocke 29 in Gleitkontakt an dem Nocken-Gleitteil 27
gelangt, wie dies in Fig. 5 veranschaulicht ist. Auf
5 diese Art und Weise führt der erste Schwingarm 19 Hin-
und Herbewegungen in Übereinstimmung mit den Drehungen
der Nocke 29 aus, so daß lediglich ein Einlaßventil 10a
geöffnet und geschlossen wird. Unterdessen bleibt das
andere Einlaßventil 10b stillgesetzt, und der Anlage-
10 flansch 43 des in der Führungsbohrung 34 des zweiten
Schwingarmes 20 befestigten bzw. untergebrachten Führ-
ungsstiftes 42 befindet sich in Gleitkontakt an der
vorderen Endfläche des Stößels 32 innerhalb des Spaltes
47. Infolgedessen werden sogar dann, wenn lediglich
15 der erste Schwingarm 19 eine Hin- und Her-Schwenkbewe-
gung ausführt, die vorderen Enden des Stößels 32 und
des Führungsstiftes 42 nicht durch die offenen Endkan-
ten der Führungsbohrung 34 und der Zylinderbohrung 33
erfaßt, so daß jene geöffneten Endkanten, der Stößel
20 32 und der Führungsstift 42 ohne Ausfall an einer Un-
terbrechung gehindert werden können.

Bezugnehmend auf Fig. 6, 7 und 8 sei angenommen, daß
die Drehzahl der Brennkraftmaschine einen bestimmten
25 Wert überschreitet und daß die Temperatur des Druck-
öls einen bestimmten Wert übersteigt. In diesem Falle
arbeitet die Betätigungsseinrichtung 70 so, daß der Ven-
tilschaft 61 sich bewegt, um eine Verbindung der Ventil-
kammer 66 mit dem linken Ventilbohrungsbereich 64 her-
30 zustellen. Infolgedessen wird das Drucköl an die hydrau-
lische Betätigungsammer 36 der Zylinderbohrung 33 des
ersten Schwingarmes 19 abgegeben. Demgemäß wird der
Stößel 32 entgegen der Kraft der Rückholfeder 44 nach
außen gedrückt. Da zu diesem Zeitpunkt der zweite
35 Schwingarm 20 stets auf der Seite des Einlaßventils 10b
positioniert ist, und zwar durch die Wirkung der Ein-

1 stell- bzw. Druckfeder 46, bewegt sich der Stöbel 42
in die Führungsbohrung 34 hinein, während der Führungs-
stift 42 einem Druck bzw. Schub ausgesetzt wird, und
zwar während einer kurzen Zeitspanne, während der der
5 untere Nockenteil 30 der Nocke 29 und das Nocken-Gleit-
teil 27 in Gleitkontakt aneinander sind, bis der Anla-
geflassch 43 in Anlage an den Stoppteil 45 gelangt, wo-
mit die ersten und zweiten Schwingarme 19 und 20 zusam-
mengefaßt sind. Infolgedessen beginnen der erste Schwing-
10 arm 19 und der zweite Schwingarm 20 ihre Schwingbewe-
gungen gemeinsam, so daß beide Einlaßventile 10a und 10b
in Synchronismus miteinander geöffnet und geschlossen
werden. Tatsächlich beginnen, nebenbei bemerkt, in dem
Augenblick, in dem der Stöbel 32 leicht in die Führungs-
15 bohrung 34 gedrückt ist, die beiden Schwingarme 19 und
20 ihre gemeinsamen bzw. zusammenhängenden Schwingbewe-
gungen.

Wenn die Drehzahl der Brennkraftmaschine absinkt und
20 niedriger wird als der betreffende bestimmte Wert,
dann wird die Arbeitsweise des Betätigungsgliedes bzw.
der Betätigungsseinrichtung 70 stillgesetzt. Daraufhin
wird der Ventilschaft 61 durch die Kraft der Feder 68
so bewegt, daß der linke Ventilbohrungsbereich 64 durch
25 das Spulen-Ventilteil 59 verschlossen wird, während
der rechte Ventilbohrungsteil 65 geöffnet ist. Infol-
gedessen steht der Ölabgabedurchgang 37 mit dem Öldruck-
Auslaßdurchgang 58 in Verbindung, um den Öldruck der
hydraulischen Betätigungsammer 36 in der Zylinderboh-
30 rung 33 abrupt abzusenken, so daß der Stöbel 32 mit
Hilfe der Feder 44 durch den Führungsstift 42 in die
Zylinderbohrung 33 gedrückt wird. Infolgedessen erfährt
der Stöbel 32 einen Schub durch den Führungsstift 42
in die Zylinderbohrung 33 hinein, und zwar während einer
35 kurzen Zeitspanne, während der der untere Nockenteil 30
der Nocke 29 in Gleitkontakt an das Nocken-Gleitteil 27

- 1 gelangt, wobei die Zylinderbohrung 33 und die Führungsbohrung 34 zueinander ausgerichtet sind, so daß die Reibungskraft zwischen dem Stößel 32 und der Innenseite der Führungsbohrung 34 etwas schwächer wird als die Kraft
- 5 der Rückholfeder 44. Diese Bewegung des Stößels 32 endet zu dem Zeitpunkt, zu dem dessen rückwärtige Endseite an dem abgestuften Bereich 35 anliegt, woraufhin die Anlageflächen zwischen der vorderen Endseite des Stößels 32 und dem Anlageflansch 43 des Führungsstifts 42 in
- 10 dem Spalt 47 zwischen dem ersten Schwingarm 19 und dem zweiten Schwingarm 20 positioniert sind. Demgemäß sind der erste Schwingarm 19 und der zweite Schwingarm 20 aus ihren Verbindungszuständen freigegeben, so daß der erste Schwingarm 19 auf die Drehungen der Nocken 29
- 15 hin Schwingbewegungen ausführt, während der zweite Schwingarm 20 im Stillstands-Zustand gehalten wird.

Ferner sei angemerkt, daß die Rückführbewegung des Stößels 32 in die Zylinderbohrung 33 innerhalb der Gleitkontakteitsspanne des unteren Nockenteiles 30 an dem Nocken-Gleitteil 27 während einer Umdrehung der Nocke 29 in Abhängigkeit von der Kraft der Rückholfeder 44 nicht abgeschlossen werden kann. Sogar dann, wenn sich die Nocke 29 mehrere Male dreht, so daß die Rückführbewegung des Stößels 32 abgeschlossen ist, wird während des tatsächlichen Laufbetriebs des Fahrzeugs ein Eindruck der Inkompatibilität nicht empfunden, da es bemerkenswert kurz ist, daß sich die Nocke 29 mehrere Male dreht.

30

Demgemäß werden die Einlaßventile 10a und 10b in Übereinstimmung mit der Drehzahl der Brennkraftmaschine im Zustand verändert, und zwar zwischen dem Zustand, in welchem beide Ventile 10a, 10b arbeiten, und dem Zustand, in welchem lediglich das eine Ventil 10b stillgesetzt ist. Wenn jedoch die Position des Stößels 32,

- 1 d.h. die Position der Zylinderbohrung 33 von der Nocken-Hülse 27 versetzt ist, wird die Belastung des ersten Schwingarmes 19 auf der sich stets bewegenden Seite jeder des zweiten Schwingarmes 20 auf der stillgesetzten Seite hinzuaddiert. Infolgedessen sind die Bewegungen des Einlaßventils 10b von den theoretischen Bewegungen auf der Grundlage des Profils der Nocke 29 versetzt, so daß das Einlaßventil 10b bei einer Drehzahl, die ziemlich niedriger ist als die theoretische Drehzahl, 10 springt oder klopft.

Hier wird angenommen, daß die Mitte Cp der Zylinderbohrung 33 zu der Tragwelle 18 von der Mitte Cc des Gleitbereiches des Nocken-Gleitteiles 27 mit der Nocke 29 15 versetzt ist. In diesem Falle wird eine nach unten gerichtete Belastung auf das Nocken-Gleitteil 27 durch die Nocke 29 ausgeübt, so daß die maximale Belastung in einer Position ausgeübt wird, die nach rechts oder nach links von der Mitte Cc versetzt ist. Infolgedessen 20 wird eine relative Belastung δ_1 in dem ersten Schwingarm 19 zwischen der Mitte Cc des Nocken-Gleitteils 27 und der Mitte Cp der Zylinderbohrung 33 hervorgerufen. Diese relative Belastung δ_1 veranlaßt das Einlaßventil 10a zu springen oder zu schlagen, und zwar bei einer 25 Drehzahl, die niedriger ist als der theoretische Wert. Andererseits nimmt der auf der Stillstandsseite befindliche zweite Schwingarm 20 die Abwärtsbelastung von dem Stößel 32 auf, wie dies in Fig. 9B veranschaulicht ist, so daß eine relative Belastung δ_2 zwischen dem Einlaßventil 10b und dem Stößel 32 hervorgerufen wird. Infolgedessen wird eine relative Belastung von $(\delta_1 + \delta_2)$ 30 zwischen dem Nocken-Gleitteil 27 und dem Einlaßventil 10b hervorgerufen, so daß die Bewegungen des Einlaßventils 10b von den theoretischen Bewegungen aus entstellt bzw. 35 verworfen sind.

1 Bei der vorliegenden Ausführungsform fällt demgegenüber,
wie dies in Fig. 10A veranschaulicht ist, die Mitte Cp
der Zylinderbohrung 33 auf die gerade Linie, welche die
Mitte der Nockenwelle 28 und die Mitte Cc des Nocken-
5 Gleitteiles 27 verbindet. Demgemäß sind der belastete
Punkt des Nocken-Gleitteiles 27 und die Mitte Cp der
Zylinderbohrung 33 sehr schwach voneinander versetzt,
und eine relative Belastung δ_3 des ersten Schwingarmes
10 zwischen der Mitte Cc des Nocken-Gleitteils 27 und
der Mitte Cp der Zylinderbohrung 33 ist nahezu 0. Bei
auf der Stillstands-Seite befindlichem zweiten Schwing-
arm 20 ist andererseits der Stößel 32 nahe des Einlaß-
ventiles 10b positioniert, so daß eine relative Bean-
spruchung bzw. Belastung δ_4 zwischen dem Einlaßventil
15 10b und dem Stößel 32 kleiner ist als die Belastung δ_2
im Falle der Fig. 9B. Infolgedessen ist die relative
Belastung ($\delta_3 + \delta_4$) zwischen dem Einlaßventil 10b und
dem Nocken-Gleitteil 27 weitgehend gleich δ_4 , so daß
sie weit geringer ist als jene im Falle der Fig. 9B.
20 Demgemäß wird ein geringer Einfluß durch die Belastung
des ersten Schwingarmes 19 auf den zweiten Schwingarm
20 auf der Stillstandsseite ausgeübt, so daß die Bewe-
gungen des Einlaßventils 10b den theoretischen Bewe-
gungen ähnlich sind bzw. diesen gleichen.

25 Die Positionsbeziehung zwischen dem Nocken-Gleitteil 27
und der Zylinderbohrung 33 ist unabhängig davon gleich-
bleibend, wo das Nocken-Gleitteil 27 in dem ersten
Schwingarm 19 positioniert sein wird bzw. sein könnte.
30 Um die relative Belastung δ_4 des zweiten Schwingarmes
20 zu minimieren, ist es jedoch wünschenswert, daß das
Nocken-Gleitteil 27 nahe der Seite des Einlaßventiles
10a positioniert ist. Sodann ist der Abstand zwischen
dem Einlaßventil 10b und dem Stößel 32 derart reduziert,
35 daß die relative Belastung δ_4 kleiner und kleiner wird.
Wenn darüber hinaus die Mitte Cp der Zylinderbohrung 33

- 1 auf der geraden Linie L liegt, welche die Mitte Cc des Nocken-Gleitteiles 27 und die Mitte der Nockenwelle 23 verbindet, dann ist die Verschiebung des Berührungs-
punktes zwischen der Nocke 29 und dem Nocken-Gleitteil
- 5 27 von der Mitte Cc vermindert; und der betreffende Be-
rührungspunkt ist von der Mitte Cc aus nach rechts bzw.
links verschoben. Dies wird mit Rücksicht darauf bevor-
zugt, daß die relative Belastung δ_3 bei einem Wert ge-
halten werden kann, der im Mittel weitgehend gleich 0
- 10 ist. Die relative Belastung δ_3 kann jedoch herabgesetzt
werden, wenn das Nocken-Gleitteil 27 oberhalb der Zylin-
derbohrung 33 angeordnet ist.

Bei der soweit beschriebenen Ausführungsform ist der

- 15 erste Schwingarm 19 mit dem Nocken-Gleitteil 27 so
ausgebildet, daß er zur Ausführung einer Hin- und Her-
bewegung unter Ausführung eines Gleitkontakte an der
Nocke 29 angetrieben werden kann. Unabhängig von die-
ser Tatsache kann der zweite Schwingarm 20 mit einem
20 Nocken-Gleitteil so ausgebildet sein, daß er als eine
sich stets bewegende Seite benutzt und zur Ausführung
von Schwingbewegungen angetrieben werden kann. In dem
Fall, daß der zweite Schwingarm 20 zur Ausführung
einer Schwingbewegung angetrieben wird, sind jedoch
25 der erste Schwingarm 19 und der zweite Schwingarm 20
so ausgebildet, daß sie weitgehend gleiches Gewicht
aufweisen. In dem Fall, daß der erste Schwingarm 19
als die stets sich bewegende Seite benutzt wird, wie
bei dem zuvor betrachteten Ausführungsbeispiel, kann
30 demgegenüber der zweite Schwingarm 20 wesentlich leich-
ter ausgebildet sein, so daß das Gesamtgewicht aus er-
stem Schwingarm 19 und zweitem Schwingarm 20 vermindert
sein kann. In dem Fall, daß andererseits der zweite
Schwingarm 20 mit dem Gleitstück ausgebildet ist, ist
35 der erste Schwingarm 19 stets auf der Seite des Einlaß-
ventils 10a in der hydraulisch sich ändernden Arbeits-

1 weise positioniert, so daß der Durchgang 39 und der Verbindungsduchgang 40 ohne weiteres miteinander verbunden werden können, während die ringförmige Nut 38 unnötig gemacht ist, die dazu ausgenutzt ist, die Ver-
5 setzung zwischen dem Durchgang 39 und dem Verbindungs-
duchgang 40 zu ermöglichen.

Durch die Erfindung ist also ein Ventilbetätigungsmechanismus mit einer Stoppfunktion für die Verwendung
10 in einer Brennkraftmaschine geschaffen worden, die zu-
mindest ein Paar von Einlaß- und Auslaßventilen auf-
weist, welche eine identische Funktion haben und wel-
che nebeneinander für jeweils einen Zylinder angeord-
net sind. Dabei liegen erste und zweite Schwingarme
15 mit Armen an den oberen Enden der beiden Einlaß- oder
Auslaßventile an, um auf einer gemeinsamen Welle zur
Ausführung einer Schwingbewegung getragen zu werden.
Diese Welle ist an dem Maschinenkörper befestigt, wo-
bei eine Achse der betreffenden Welle rechtwinklig zu
20 den Betätigungsrichtungen der Ventile verläuft. Der
erste Schwingarm ist mit einer Zylinderbohrung ausge-
stattet, die zu dem zweiten Schwingarm hin offen ist,
um einen Stößel zu lagern, während der zweite Schwing-
arm mit einer Führungsbohrung ausgestattet ist, die
25 zu dem ersten Schwingarm offen ist, um darin den Stö-
ßel aufzunehmen. Eine zwischen dem unteren Bereich
der Zylinderbohrung und dem rückwärtigen Ende des
Stößels festgelegte hydraulische Betätigungsammer
ist mit einer Öldruckquelle über ein hydraulisches
30 Umschaltventil verbunden, mit dessen Hilfe ein Öl-
druck auf die Betätigungsammer ausübar bzw. still-
setzbar ist. Dabei ist entweder der erste oder der
zweite Schwingarm mit einem Nocken-Gleitteil versehen
bzw. gebildet, um einen Gleitkontakt mit einer Nocke
35 herzustellen, die sich in Übereinstimmung mit dem Lauf
der Maschine zu drehen vermag.

Nummer: 34 15 245
Int. Cl.³: F 01 L 1/12
Anmeldestag: 24. April 1984
Offenlegungstag: 6. Dezember 1984

Patentanmeldung v. 24.4.1984 Honda Giken Kogyo K.K. 3415245
"Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine"

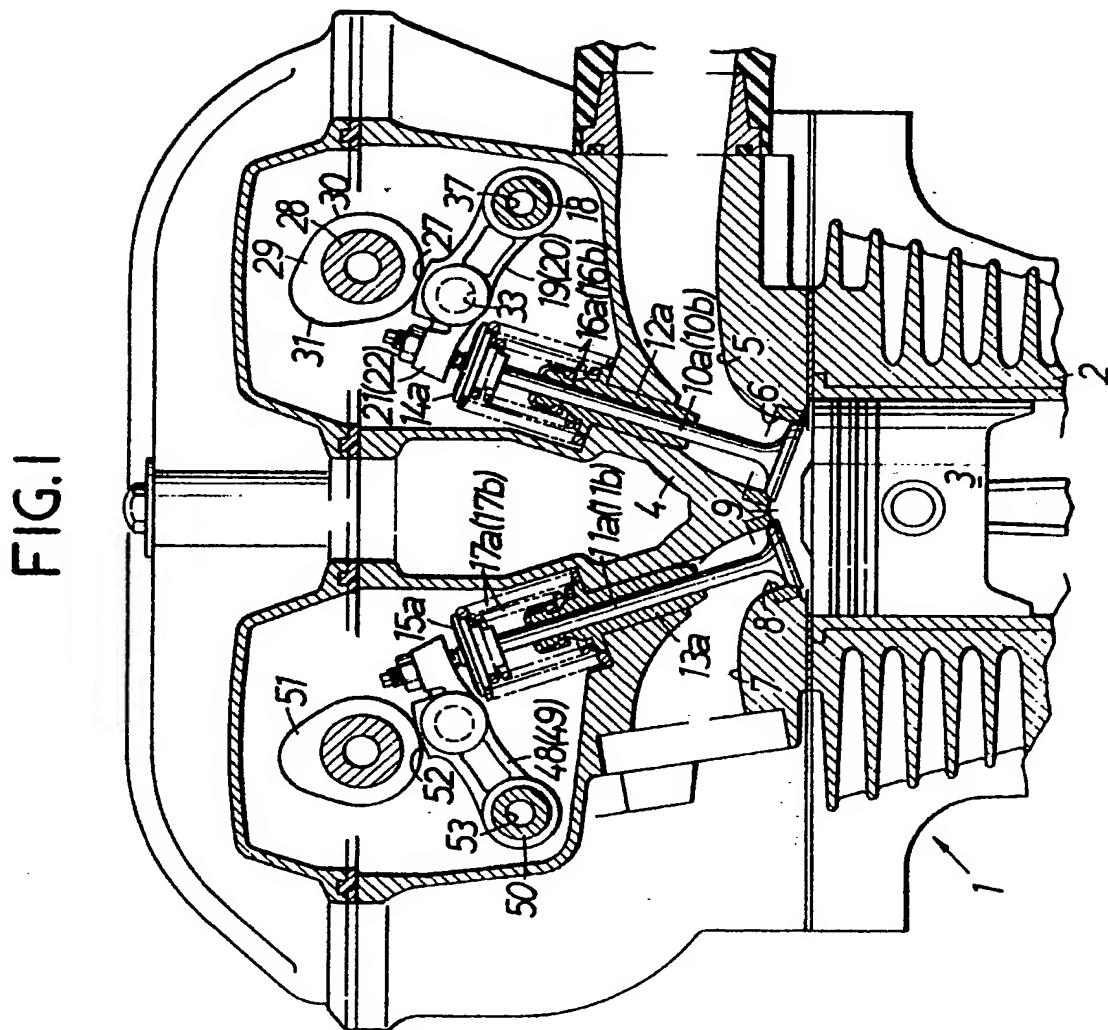


FIG. 2

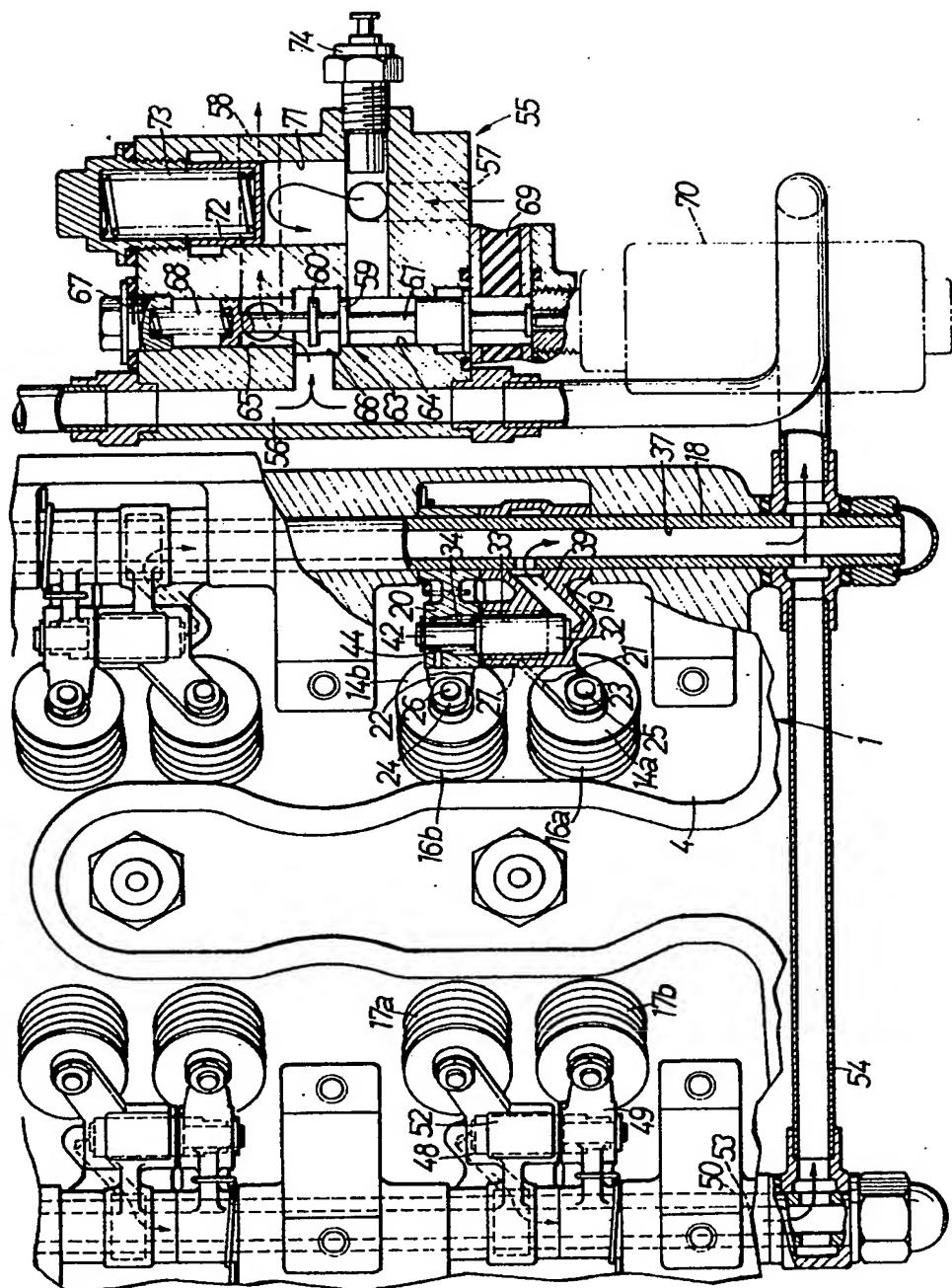


FIG.3

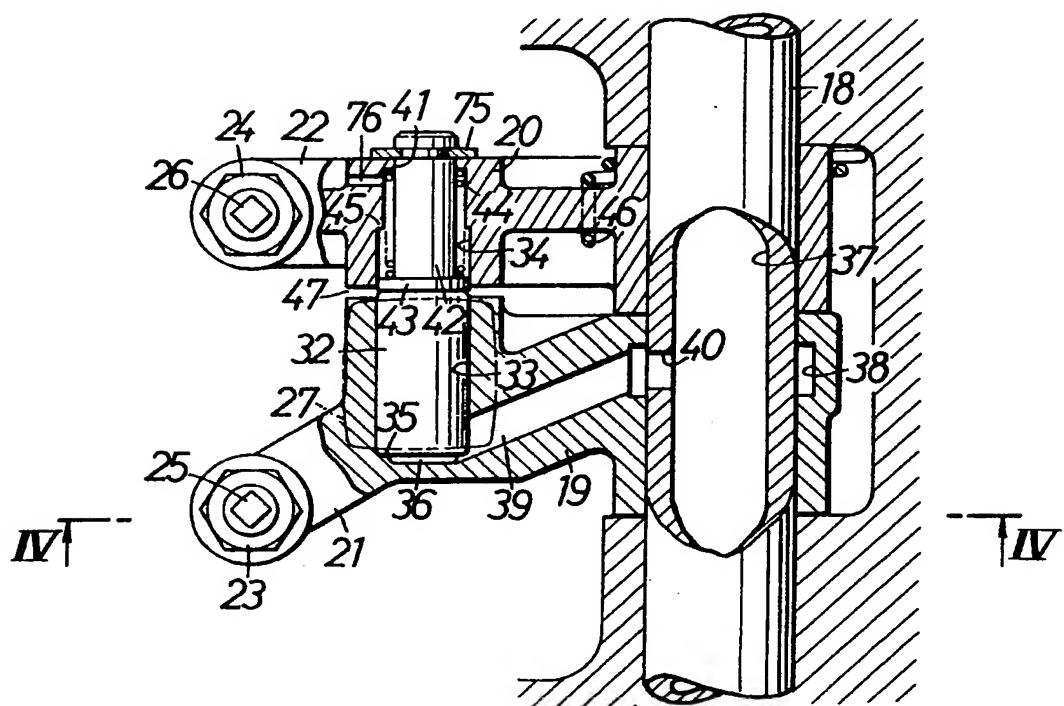
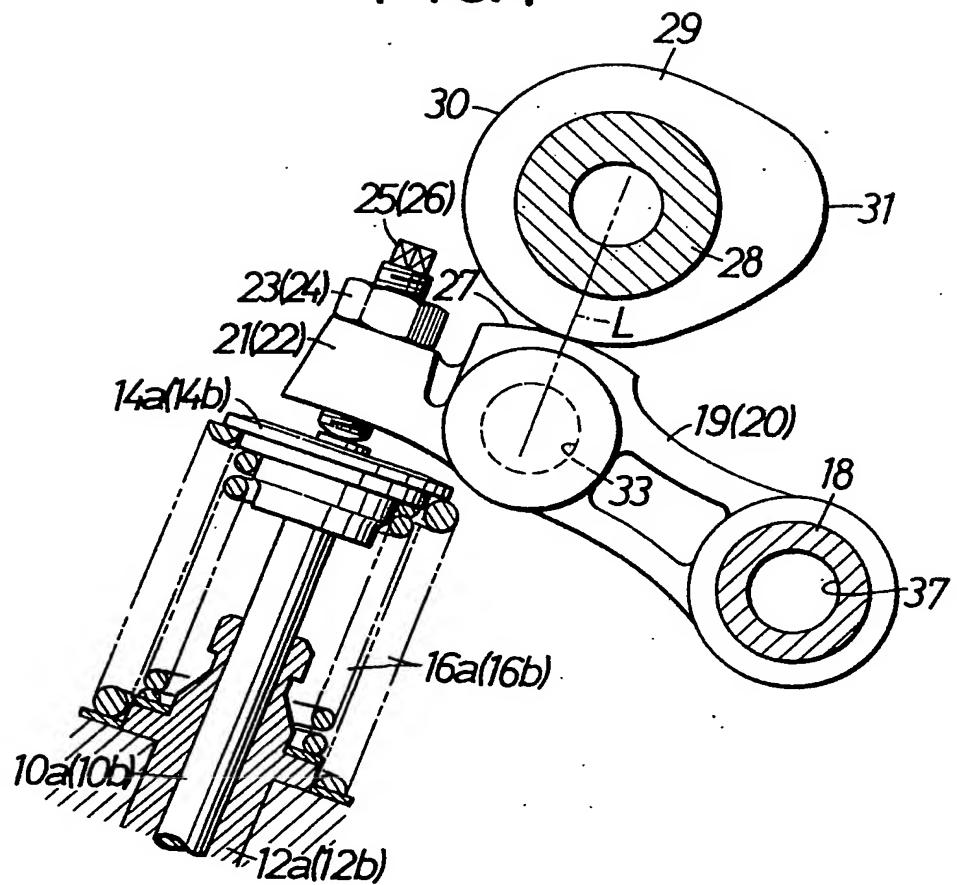


FIG.4



3415245

FIG.5

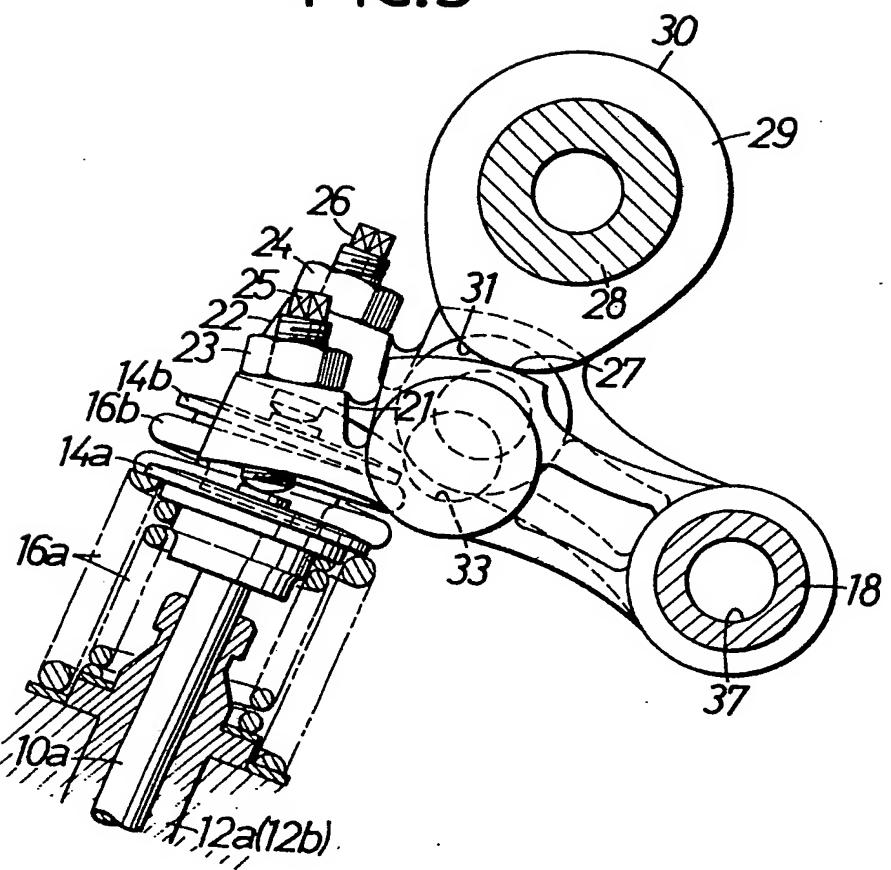
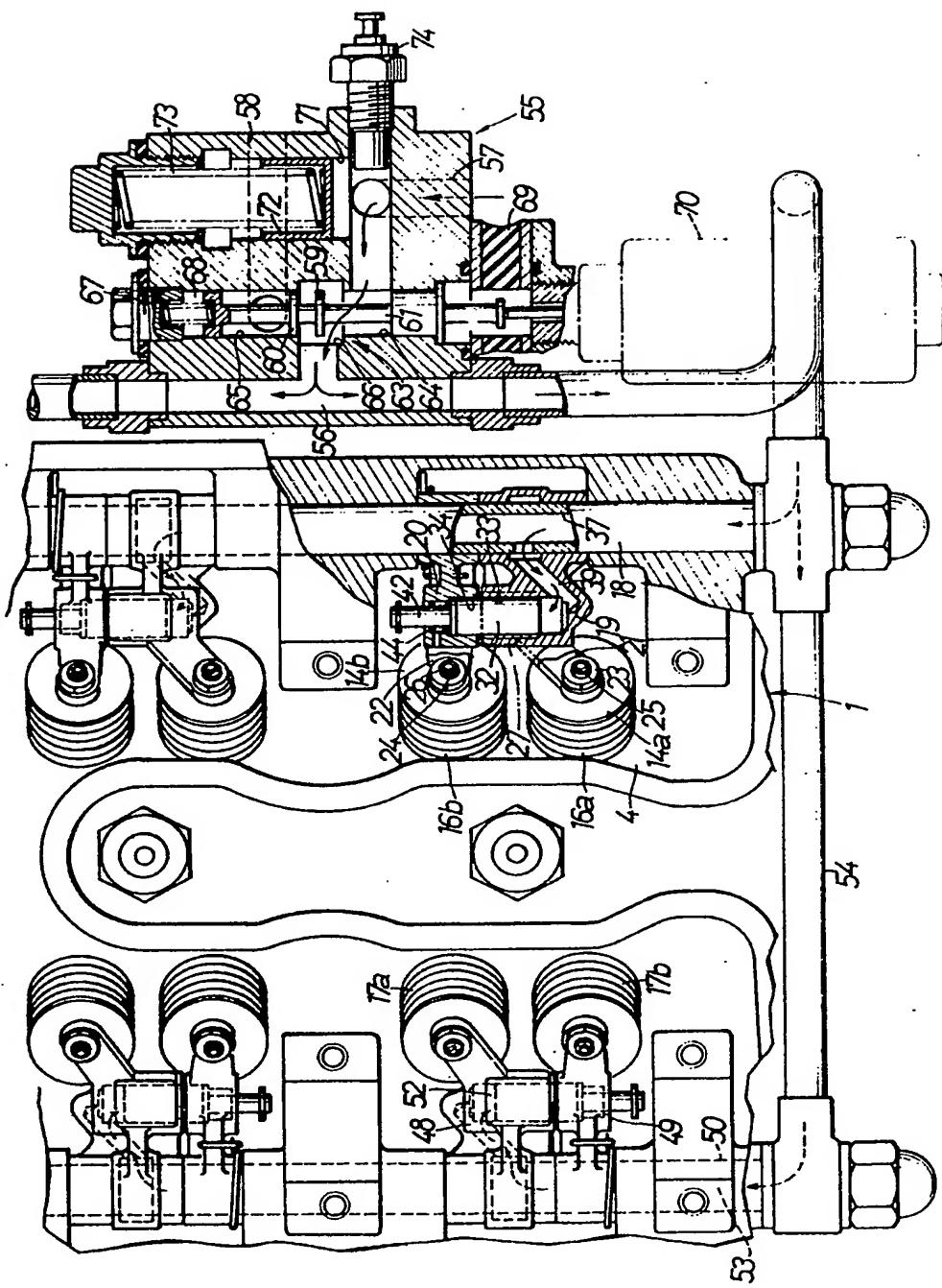


FIG.6



3415245

FIG. 7

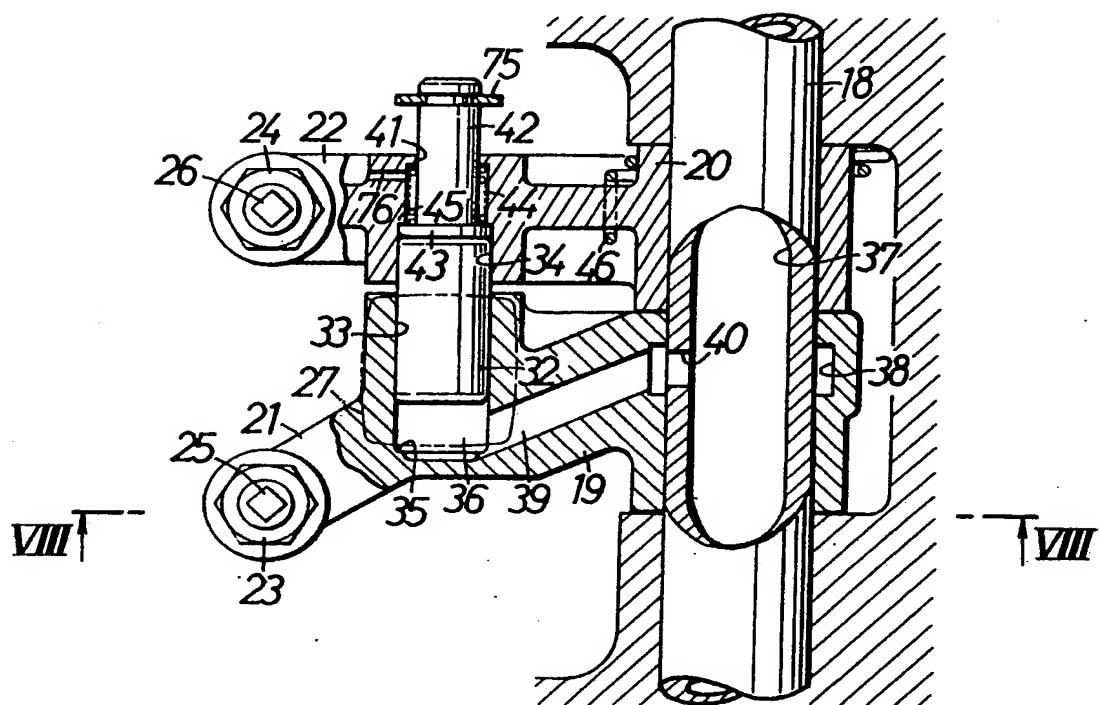
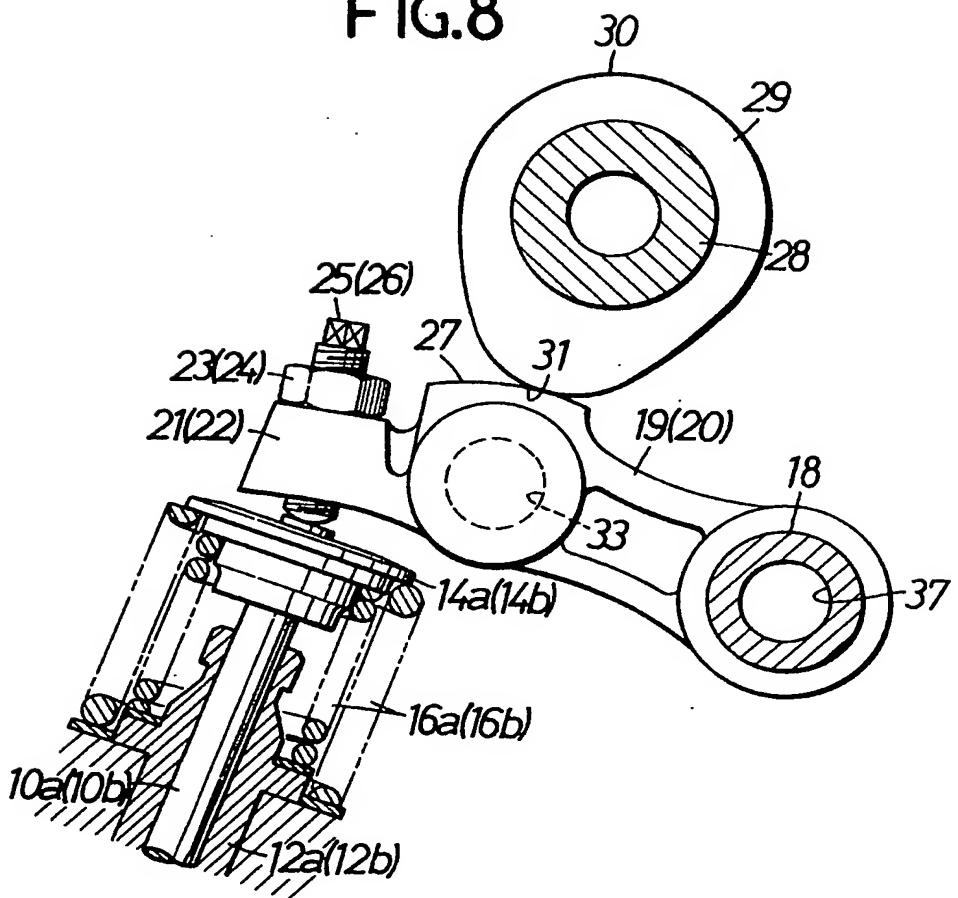


FIG.8



Patentanmeldung v. 24.4.1984 Honda Giken Kogyo K.K.
"Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine"

3415245

FIG.9A

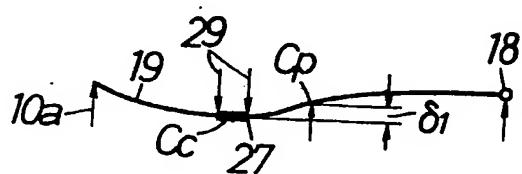


FIG.9B

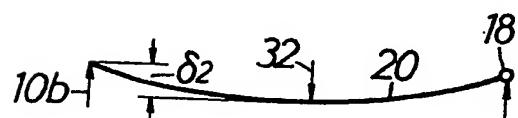


FIG.10A

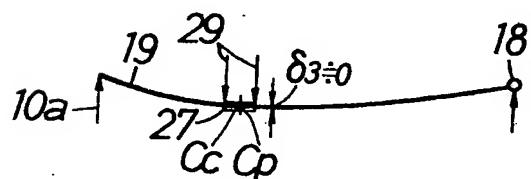


FIG.10B

